

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”**

НАУМОВА АЛЬОНА МИКОЛАЇВНА

УДК 536.248.2

**ТЕПЛОПЕРЕДАЮЧІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПУЛЬСАЦІЙНИХ КАПІЛЯРНИХ
ТЕПЛОВИХ ТРУБ, ПРИЗНАЧЕНИХ ДЛЯ МАЛОГАБАРИТНИХ СИСТЕМ
ОХОЛОДЖЕННЯ**

Спеціальність 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ-2016

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут” (НТУУ “КПІ”) Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник:

кандидат технічних наук, доцент
Кравець Володимир Юрійович,
Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут”, доцент кафедри атомних електростанцій та інженерної теплофізики

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, старший науковий співробітник,

Давиденко Борис Вікторович,
Інститут технічної теплофізики НАН України
в.о. головного наукового співробітника відділу теплофізичних основ енергоощадних технологій

кандидат технічних наук,

Воробйов Микита Валерійович
Інститут газу НАН України
науковий співробітник відділу газотермічних процесів

Захист дисертації відбудеться 15.03.2016 р. о 15⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.002.09 при Національному технічному університеті України “Київський політехнічний інститут” за адресою: 03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37, корпус 5, аудиторія 307.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут” за адресою: 03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37.

Автореферат розісланий 4.02.2016 р.

Вчений секретар
спеціалізованої Вченої Ради
Д 26.002.09
кандидат технічних наук, доцент



В.І. Коньшин

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В зв'язку з інтенсивним розвитком електроніки, що супроводжується збільшенням теплових навантажень та мініатюризацією габаритних розмірів елементів, виникає потреба в створенні та дослідженні систем охолодження для термостабілізації малогабаритних приладів. Одним з елементів такої системи охолодження є пульсаційна капілярна теплова труба (ПТТ). Унікальною особливістю ПТТ є те, що ці пристрої мають просту конструкцію, не містять капілярно-пористої структури, клапанів і т.д., але при цьому здатні працювати при будь-якій орієнтації в полі сил тяжіння. Також, однією із основних переваг ПТТ є те, що при передачі великих густин теплових потоків термічний опір залишається маленьким. Незважаючи на невеликі розміри, необхідні для розміщення всередині сучасної електронної апаратури, пульсаційна теплова труба є високоефективним пристроєм і в окремих випадках показує кращі теплові характеристики, ніж традиційні теплові труби та термосифони.

Пульсаційні теплові труби – досить молодий винахід, активно ж вони досліджуються останні 15-20 років. Тому кількість експериментальних даних, наявних в публікаціях, невелика, а існуючі результати різних авторів не збігаються, а іноді й суперечать одне одному. Отже існує необхідність дослідження впливу різних факторів на теплопередаючі характеристики пульсаційних капілярних теплових труб.

Вирішення поставлених питань дасть змогу розробити та вдосконалити конструкції систем відводу тепла, призначених для термостабілізації елементів сучасної радіoeлектронної апаратури та інших теплонавантажених малогабаритних пристроїв.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертаційної роботи пов'язана з науковою тематикою лабораторії теплових труб кафедри АЕС і ІТФ, яка веде актуальні дослідження в області теплових труб і є частиною наступних науково-дослідних робіт:

1. Номер 0106U002445 (тема № 2929 Ф). «Дослідження та створення мініатюрних теплопередаючих пристроїв на базі пульсуючих капілярних теплових труб» за координаційним планом НДР Міністерства освіти і науки України.

2. Номер 0109U000475 (тема № 2253 Ф) «Розробка та дослідження перспективних мініатюрних енергозберігаючих пристроїв на основі випарно – конденсаційного циклу» за координаційним планом НДР Міністерства освіти і науки України.

3. Номер 0114U001525 (тема № 2720 П) «Розробка та дослідження енергозберігаючої світлодіодної люстри з тепловими трубами для внутрішнього освітлення приміщень» за координаційним планом НДР Міністерства освіти і науки України.

Наукові дослідження, викладені в дисертації, використовувались при виконанні грантів НТУУ «КПІ»:

- №4/3 «Дослідження теплопередаючих характеристик пульсуючих теплових труб для систем охолодження потужної електронної техніки» (2007-2008 рр.);

- №5/10 «Вплив механічних коливань на теплові характеристики пульсуючих теплових труб в умовах реальної експлуатації» (2008-2009 рр.).

Мета і задачі дослідження. Метою даної роботи є встановлення залежності теплопередаючих характеристик пульсаційних капілярних теплових труб від різно-

манітних зовнішніх факторів. Для досягнення поставленої мети були висунуті та вирішені наступні завдання:

- розробка технології виготовлення та методики заправки ПТТ;
- експериментальне дослідження впливу різноманітних факторів (способу охолодження зони конденсації ПТТ, орієнтації в просторі, механічних вібрацій) на теплопередачу в ПТТ;
- обґрунтування фізичних уявлень про основні процеси переносу тепла і маси всередині ПТТ;
- дослідження процесів тепловіддачі в зонах нагріву та конденсації ПТТ;
- розробка методики інженерного розрахунку ПТТ;
- розробка новітніх пристроїв для систем охолодження на базі пульсаційного механізму переносу тепла і маси.

Об'єктом дослідження є процеси передачі тепла в випаровувально-конденсаційних системах пульсаційного типу.

Предметом дослідження є теплопередаючі характеристики ПТТ та фізичні процеси, які супроводжують початок кипіння теплоносія в ПТТ.

Методи дослідження. Експериментальні дані, представлені в роботі, були отримані за допомогою експериментальних установок з використанням стандартних лабораторних приладів, ЕОМ і допоміжного устаткування. Для мінімізації впливу навколишнього середовища при дослідженні ПТТ використовувалась теплоізоляція. В процесі вирішення певних задач, зазначених вище, використовувались методи аналітичного дослідження процесів теплообміну.

Наукова новизна отриманих результатів. До найбільш важливих наукових результатів можна віднести наступні моменти:

1. Введене поняття режимів роботи ПТТ. Фізично обґрунтовані і експериментально підтверджені два основних режими роботи, які відповідають підводу малих (менше 6 Вт/см^2) та великих (більше 6 Вт/см^2) теплових потоків.
2. Виявлений вплив орієнтації в просторі (при кутах нахилу від -90° до $+90^\circ$ з кроком 45°) на теплопередаючі характеристики ПТТ з урахуванням того, що вона має пласку конструкцію і зазнає впливу не лише куту нахилу до горизонту, а й фактору обертання ПТТ навколо власної вісі.
3. Отримані результати роботи ПТТ в реальних умовах функціонування, тобто з урахуванням впливу зовнішніх механічних вібрацій на теплопередачу в ПТТ.
4. Вперше розраховані середні коефіцієнти тепловіддачі в зонах нагріву та конденсації ПТТ в залежності від параметрів охолодження.
5. На базі фізичної моделі складена та розв'язана математична модель з урахуванням теплового балансу, отримана напівемпірична залежність для приблизного розрахунку теплового потоку, який відповідає переходу першого режиму передачі тепла в ПТТ до другого.

Практичне значення результатів роботи. Результати роботи використовуються при проектуванні малогабаритних систем охолодження для термостабілізації радіоелектронної апаратури на ПП «НВФ Теплові Технології». Наведений технологічний розрахунок кількості петель в залежності від параметрів експерименту: довжин зон нагріву, транспорту та конденсації, а також вихідних розмірів самої капілярної трубки: загальної довжини та зовнішнього діаметру. Технологія виготовлення і

заправки ПТТ може бути узята за основу при розробці серійного виробництва пульсаційних теплових труб. Розроблена методика інженерного розрахунку ПТТ дозволяє отримувати достовірні результати по основних параметрах ПТТ без проведення додаткових експериментальних досліджень. На базі пульсаційного механізму дії розроблена конструкція нового пристрою – пульсаційного термосифону, який являє собою перспективний напрямок розвитку ПТТ. Результати експериментальних досліджень і теоретичних викладок увійшли як складова частина в навчальні курси для підготовки спеціалістів-теплофізиків.

Особистий внесок здобувача. Експериментальні результати, приведені в роботі, були отримані претендентом або при його безпосередній активній участі. Претендентом самостійно був виконаний технологічний розрахунок кількості петель, розроблена математична модель для описання перехідного процесу в ПТТ, обчислені коефіцієнти тепловіддачі та термічні опори в залежності від різноманітних зовнішніх впливів (параметрів охолоджувального середовища, орієнтації в просторі, наявності зовнішніх механічних вібрацій). Самостійно та спільно з науковим керівником підготовані публікації по темі.

Апробація результатів роботи. Матеріали дисертаційної роботи докладалися на IX, X, XI, та XV міжнародних науково-практичних конференціях «Сучасні інформаційні і електронні технології» (Україна, м. Одеса, травень 2008 р., травень 2009 р., травень 2010 р., травень 2014), 6, 7 та 8 міжнародних науково-практичних конференціях аспірантів, магістрантів і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» (Україна, м. Київ, квітень 2008 р., квітень 2009 р., квітень 2010 р.), науково-технічній конференції молодих дослідників, аспірантів та магістрантів «Енергетика. Екологія. Людина.» (Україна, м. Київ, квітень 2009 р.).

Публікації. Основний зміст дисертації викладений в 14 опублікованих працях, з них 6 статей надруковані в спеціалізованих фахових виданнях (з них 4 включено до наукометричних баз); 7 друкованих робіт представлені у вигляді тез доповідей в збірниках наукових праць конференцій; опублікований 1 патент України на корисну модель.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел зі 126 найменувань. Основний зміст роботи викладений на 124 сторінках, у тому числі 58 рисунків та 8 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми дисертаційної роботи; визначена мета роботи і шляхи її реалізації; зазначені зв'язки роботи з науковими програмами, темами; акцентована новизна отриманих у дисертаційній роботі результатів і їх практичне значення; наведені відомості про апробацію роботи і публікації автора, що відображають основну суть виконаних в роботі досліджень; надана інформація про структуру та обсяг дисертації.

У першому розділі розглянуті конструкції ПТТ, проаналізований принцип роботи пристрою. Наведені головні переваги та недоліки роботи ПТТ, а також їх порівняння з тепловими трубами, в тому числі мініатюрними, та термосифонами, що ви-

ступають основними елементами пасивних систем охолодження теплонавантажених приладів.

В результаті аналізу існуючої літератури був обраний тип теплоносія та ступінь заповнення ним ПТТ. Результати експериментів абсолютної більшості дослідників вказують на те, що оптимальний коефіцієнт заповнення ПТТ складає приблизно 50% від внутрішнього об'єму. Саме ця величина була обрана при виготовленні експериментальних зразків ПТТ.

З огляду на поставлені в рамках дослідження задачі був розглянутий вплив куту нахилу ПТТ до горизонту. Було виявлено, що теплопередаючі характеристики пристрою при різних кутах нахилу відрізняються для різних типів теплоносія та ступені заповнення. Так, для води оптимальний кут нахилу знаходиться в діапазоні від 70° до 90°. Однак практично відсутні в літературі дослідження впливу орієнтації плоских ПТТ в просторі, з урахуванням того, що вони можуть бути повернуті відносно своєї вісі.

Розглянутий вплив геометричних факторів експериментальної конструкції, а саме величини внутрішнього діаметру, кількості петель і довжини зони нагріву, на теплопередачу в ПТТ. Представлений аналіз існуючих математичних моделей, в яких зроблена спроба узагальнити існуючі експериментальні дані та спрогнозувати роботу ПТТ при різних умовах функціонування. Як правило, математичні моделі носять загальний теоретичний характер і не відповідають вимогам конкретних інженерних задач. Наведені приклади реально існуючих ПТТ.

Наприкінці розділу зроблені висновки з аналізу розглянутих питань та поставлені основні задачі подальшого дослідження.

Другий розділ містить опис експериментальних установок та методик проведення експериментів для визначення основних теплопередаючих характеристик ПТТ при різних умовах роботи.

Основні параметри ПТТ, що брали участь в експериментах, представлені у таблиці 1.

Таблиця 1

Характеристики досліджуваних ПТТ

	Матеріал стінки	Теплоносії	Коефіцієнт заповнення, %	Кількість петель	Конструкція	$l_{\text{зн}}$, мм	$l_{\text{зк}}$, мм	$d_{\text{тр}}^{\text{зовн}}$, мм	$d_{\text{тр}}^{\text{вн}}$, мм	$l_{\text{заг}}$, мм
	скло	вода	47	4	пласка	30	187	5,5	3,8	217
	мідь	вода	50	7	пласка	45	45	2	1	130

Наведена технологія виготовлення корпусів ПТТ, а також проаналізовані критерії сумісності матеріалу, з якого виготовлений корпус ПТТ, та робочої рідини.

Розроблена система дегазації та заповнення ПТТ теплоносієм, опрацьована методика роботи з цією системою.

Представлена принципова схема експериментальної установки (рис.1).

Окремими пунктами виділені описи експериментальних установок з відповідними методиками проведення експериментів для визначення впливу на теплопередаючі характеристики ПТТ її орієнтації в просторі та наявності зовнішніх механічних вібрацій.

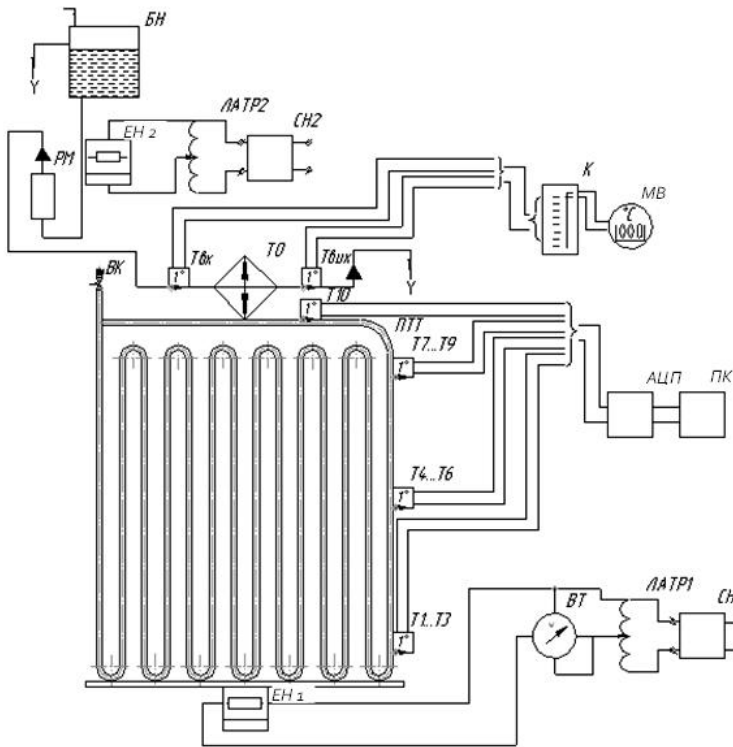


Рис. 1. Принципова схема експериментальної установки:

ВК – вакуумний кран; ВТ – ватметр; БН – напірний бак; К – комутатор; ПК – персональний комп'ютер; ЛАТР – лабораторний автотрансформатор; ЕН – електронагрівач; ЕП – електричний перемикач; МВ – мілівольтметр; ПТТ – пульсаційна теплова труба; РМ – ротаметр; СН – стабілізатор напруги; Т1...Т10 – мідь-константанові термопари; Т_{ВХ}, Т_{ВІХ} – хромель-алюмелеві термопари; ТО – теплообмінник; АЦП – аналогово-цифровий перетворювач.

Системи підведення та відведення теплоти були виконані з використанням металевих блоків, на бічних стінках яких були вифреззовані пази для окремих трубок ПТТ (рис.2).

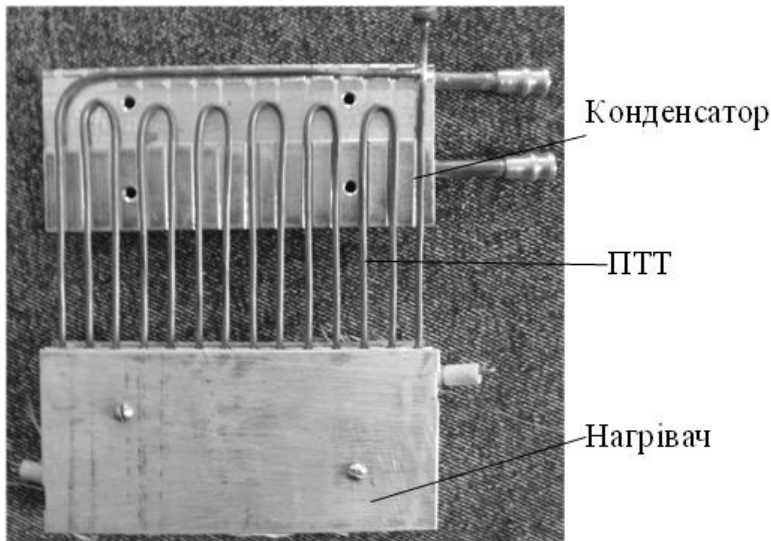


Рис. 2. Схема з'єднання плоскої ПТТ з нагрівачем та конденсатором.

Таким чином був реалізований щільний контакт між нагрівачем або конденсатором та поверхнею ПТТ, що дозволило зменшити втрати теплового потоку у навколишнє середовище. Завдяки такій конструкції відносна похибка визначення величини відведеного теплового потоку $Q_{від}$ не перевищує 7,3%, а відносні похибки визначення термічного опору та середнього коефіцієнту тепловіддачі знаходяться в межах 11%.

В результаті проведення досліджень були отримані первинні експериментальні дані: температури в зонах нагріву ЗН, транспорту ЗТ та конденсації ЗК та величину теплового потоку, відведеного ПТТ. Подальша обробка цих даних дозволяла визначити основні теплопередаючі характеристики ПТТ: середні температури в ЗН та ЗК

$$\overline{t_{3Н}} = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 t_i, \quad \overline{t_{3К}} = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 t_j, \quad (1)$$

де i – номери термопар в зоні нагріву, j – номери термопар в зоні конденсації; термічний опір ПТТ

$$R_{TT} = \frac{\Delta t}{Q_{\text{від}}} = \frac{\overline{t_{3H}} - \overline{t_{3K}}}{Q_{\text{від}}} \quad (2)$$

та середні коефіцієнти тепловіддачі в зонах нагріву та конденсації ПТТ

$$\overline{\alpha_{3H}} = \frac{Q_{\text{від}}}{F_{3H} \times (\overline{t_{3H}} - \overline{t_{3T}})}; \quad \overline{\alpha_{3K}} = \frac{Q_{\text{від}}}{F_{3K} \times (\overline{t_{3T}} - \overline{t_{3K}})}, \quad (3)$$

де F_{3H} , F_{3K} – внутрішня площа труби, яка знаходиться, відповідно, в зонах нагріву та конденсації, м^2 ; $\overline{t_{3T}}$ – середня температура в зоні транспорту, $^{\circ}\text{C}$.

Третій розділ присвячений обробці та аналізу отриманих результатів експериментальних досліджень.

Першим візуальним результатом роботи ПТТ стала залежність температури в зонах нагріву, транспорту та конденсації від теплового потоку. Вид цієї залежності відрізняється для малих та великих значень теплових потоків (рис.3).

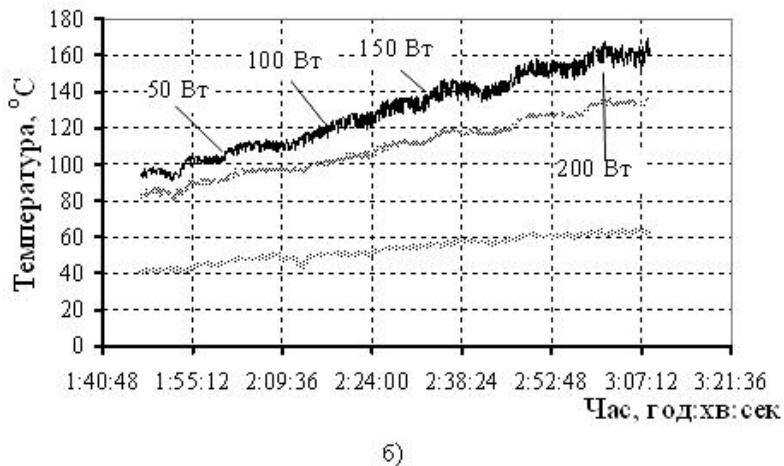
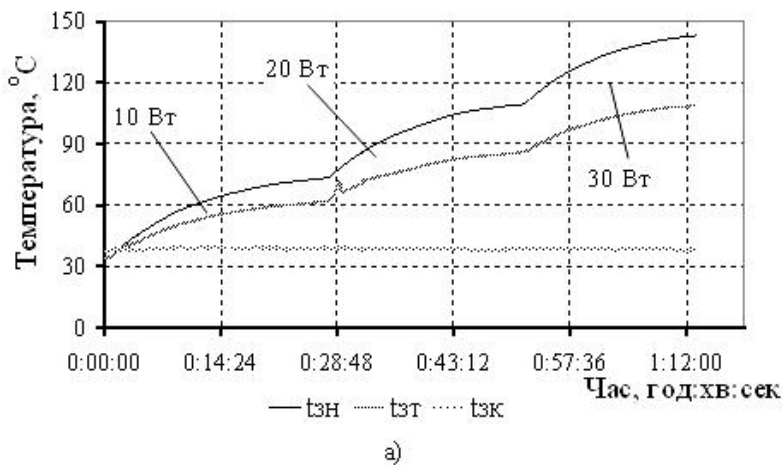


Рис. 3. Вихід ПТТ на стаціонарний режим:

а) до початку пульсацій (малі значення Q); б) після початку пульсацій (середні та високі значення Q).

Перехідний тепловий потік не є постійною величиною і залежить від параметрів експерименту. Наприклад, збільшення витрати і температури входу охолоджувальної рідини в конденсатор призводить до зменшення значення перехідного теплового потоку, а зменшення куту нахилу навпаки – до затягування перехідного режиму.

Був досліджений вплив великих пускових навантажень (100 Вт та 200 Вт) на температури в зонах ПТТ. Було показано, що підвід високих теплових потоків спри-

На базі отриманих результатів роботу ПТТ було умовно поділено на два режими. Перший режим – конвекційно-кондуктивний охоплює низькі теплові потоки (до 30-40 Вт у нашому випадку) і характеризується переносом тепла за рахунок теплопровідності стінки ПТТ та конвекції теплоносія. Другий режим настає після початку кипіння теплоносія і має назву пульсаційний. Теплопередача при роботі ПТТ в пульсаційному режимі приблизно в 6-8 разів вища, ніж при конвекційно-кондуктивному, тому саме цей режим представляє інтерес для дослідження. Багато зусиль було сконцентровано на визначенні критичної величини теплового потоку, при якому починається кипіння і перехід від першого режиму роботи ПТТ до другого $Q_{\text{перех.}}$

яє початку кипіння теплоносія і встановленню більш сприятливого пульсаційного режиму роботи ПТТ. Однак порівняння впливу різкого нагріву за допомогою великого теплового навантаження (з кроком $Q_{B1}=100$ Вт) та поступового нагріву шляхом підведення малих теплових потоків (з кроком $Q_M=10$ Вт) показало, що середній рівень температур в зонах нагріву та конденсації ПТТ при підводі Q_M дещо нижче. Певно, це можна пояснити тим, що поступовий нагрів ПТТ малими тепловими потоками відбувається повільніше, тому ПТТ довше виходить на режим і довше охолоджується. Також при підведенні великих пускових навантажень криза кипіння теплоносія всередині ПТТ настає значно раніше – при 400 Вт, порівняно з поступовим нагрівом малими тепловими потоками – приблизно 460 Вт. Тим не менш, великі пускові навантаження дають змогу швидко оцінити температурні характеристики охолоджуваного об'єкту.

Була проведена серія експериментів, присвячених дослідженню впливу охолоджувальної рідини на температури в зонах нагріву та конденсації ПТТ. Параметри охолоджувальної рідини (витрата G , кг/с, та температура рідини на вході в конденсатор t_{ex} , °C) представлені в таблиці 2.

Таблиця 2

Матриця параметрів охолоджувальної рідини

$G \cdot 10^3$, кг/с t_{ex} , °C	1,7	2,6	4,3
20	+	+	+
30	+	+	+
40	+	+	-

Експеримент з максимальними параметрами ($G = 4,3 \cdot 10^{-3}$ кг/с, $t_{ex} = 40^\circ\text{C}$) не був виконаний з технічних причин.

Розрахунки показали, що термічний опір ПТТ при різних параметрах охолоджувальної рідини дещо відрізняється лише для конвективно-кондуктивного режиму роботи, що відповідає малим значенням теплових потоків (рис. 4). Однак після початку кипіння теплоносія і встановлення стабільного пульсаційного режиму роботи температура охолоджувальної рідини практично не впливає на термічний опір ПТТ. Також був зроблений висновок про те, що чим вища температура охолоджувальної рідини, тим менший тепловий потік слід підвести до зони нагріву ПТТ для початку пульсацій. Це можна пояснити тим, що основним фактором, який впливає на початок пульсацій теплоносія, можна назвати перепад тисків між зонами нагріву та конденсації – чим менший цей перепад, тим легше бульбашки з зони нагріву відриваються і рухаються в зону конденсації, тим самим провокуючи початок пульсацій. При незмінній величині тиску в зоні нагріву, зумовлений лише величиною підведеного теплового потоку, тиск в зоні конденсації залежить від температури охолоджувальної рідини. Збільшення t_{ex} призводить до збільшення тиску всередині зони конденсації, і, навпаки, до зменшення різниці тисків між зонами нагріву та конденсації ПТТ.

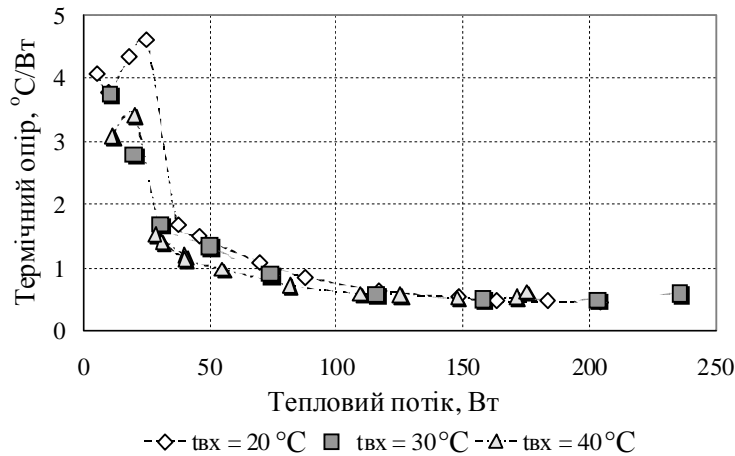


Рис.4. Типова залежність термічного опору ПТТ від підведеного теплового потоку для різних параметрів охолоджувальної рідини ($G = 1,7 \times 10^{-3}$ кг/с).

Таблиця 3

Характерні теплові потоки при переході від першого режиму роботи ПТТ до другого при різних параметрах охолоджувальної рідини.

Параметри охолоджувальної рідини		Початок пульсацій, Вт (Вт/см ²)	Встановлення стабільного пульсаційного режиму, Вт (Вт/см ²)
Витрата $G \cdot 10^3$, кг/с	Температура t_{bx} , °C		
1,7	20	20 (3,1)	40-50 (6,2-7,7)
	30	20 (3,1)	30 (4,6)
	40	10 (1,5)	30 (4,6)
2,6	20	20 (3,1)	30-40 (4,6-6,2)
	30	20 (3,1)	30 (4,6)
	40	20 (3,1)	30 (4,6)
4,3	20	40 (6,2)	40 (6,2)
	30	20 (3,1)	30 (4,6)

В реальних умовах роботи ПТТ можуть бути встановлені на рухомі частини і зазнавати впливу механічних навантажень, наприклад, вібрацій. На відміну від традиційних теплових труб (принаймні, з капілярно-пористою структурою у вигляді канавок), де коливання перешкоджатимуть переносу маси, а отже й тепла, в ПТТ теплопередача навпаки інтенсифікується. Як показав експеримент, зовнішні механічні коливання незначним чином впливають на температурне поле ПТТ, але дуже сприяють тому, що початок пульсацій відбувається за менших теплових потоків. При збільшенні частоти й амплітуди коливань зменшується значення підведеного теплового потоку, необхідного для стабільної роботи ПТТ. Так, якщо за звичайних умов роботи без вібрацій до ПТТ необхідно підвести 50 Вт для виходу на стаціонарний режим, то для частоти 10 Гц це значення знижується до 40 Вт, а для частоти приблизно 40 Гц – до 20-25 Вт.

Величина теплового потоку, достатнього для початку пульсацій, завжди нижча за тепловий потік $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$, який характеризує встановлення стабільного пульсаційного режиму роботи ПТТ (таблиця 3).

Практично в жодній з представлених в літературі робіт не враховується те, що ПТТ представляє собою пласкі змійовикові конструкції. Однак на теплопередачу в ПТТ впливають як кут нахилу до горизонту, так і їхнє загальне просторове розташування. Особливістю проведеного в рамках цієї роботи експерименту є те, що ПТТ змінювала не лише кут нахилу до горизонту, але й сама по-різному розміщувалася відносно своєї вісі (рис. 5).

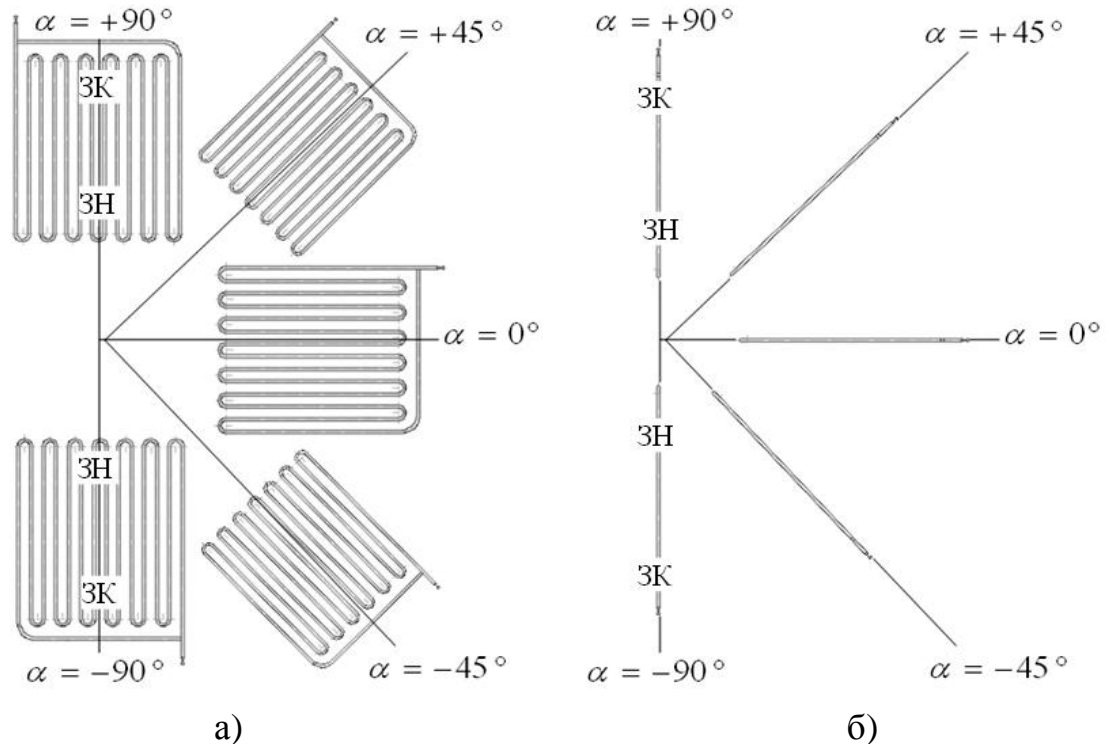


Рис. 5. Варіанти розміщення ПТТ в просторі: а) фронтальне розташування; б) профільне розташування.

Тобто був врахований вплив додаткового фактора обертання ПТТ навколо власної вісі на зміну теплопередачі в ПТТ. При нахилі ПТТ до горизонту спостерігається явище затягування перехідного режиму.

Значення густин критичних теплових потоків розрізняються для фронтального і профільного варіантів розташування нахиленої ПТТ (рис.6).

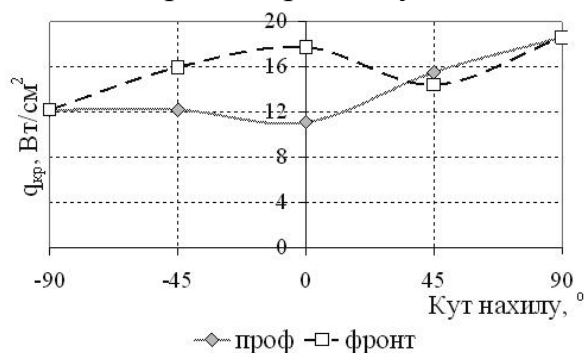


Рис.6. Залежність критичної густини теплового потоку від орієнтації ПТТ в просторі: «проф» – профільне розташування; «фронт» – фронтальне розташування.

При фронтальному розташуванні ПТТ сила тяжіння сприяє перетіканню теплоносія з однієї петлі в іншу при додатних кутах нахилу та 0° , і навпаки, перешкоджає при від'ємних, переміщуючи парорідинну суміш в зону конденсації. Коли ж ПТТ знаходиться в профільному положенні, то сила тяжіння рівномірно розподілена в усіх петлях і не впливає якимось значним чином на рух в одних петлях порівняно з іншими, однак і не пере-

шкоджає переміщенню теплоносія при від'ємних кутах нахилу (-45°). Цим пояснюється той факт, що для додатних значень кутів нахилу величини критичних теплових потоків менші при профільному розташування, а для від'ємних – при фронтальному.

Були отримані залежності термічного опору ПТТ від підведеного теплового потоку для різної орієнтації ПТТ в просторі, які були порівняні з літературними даними (рис.7).

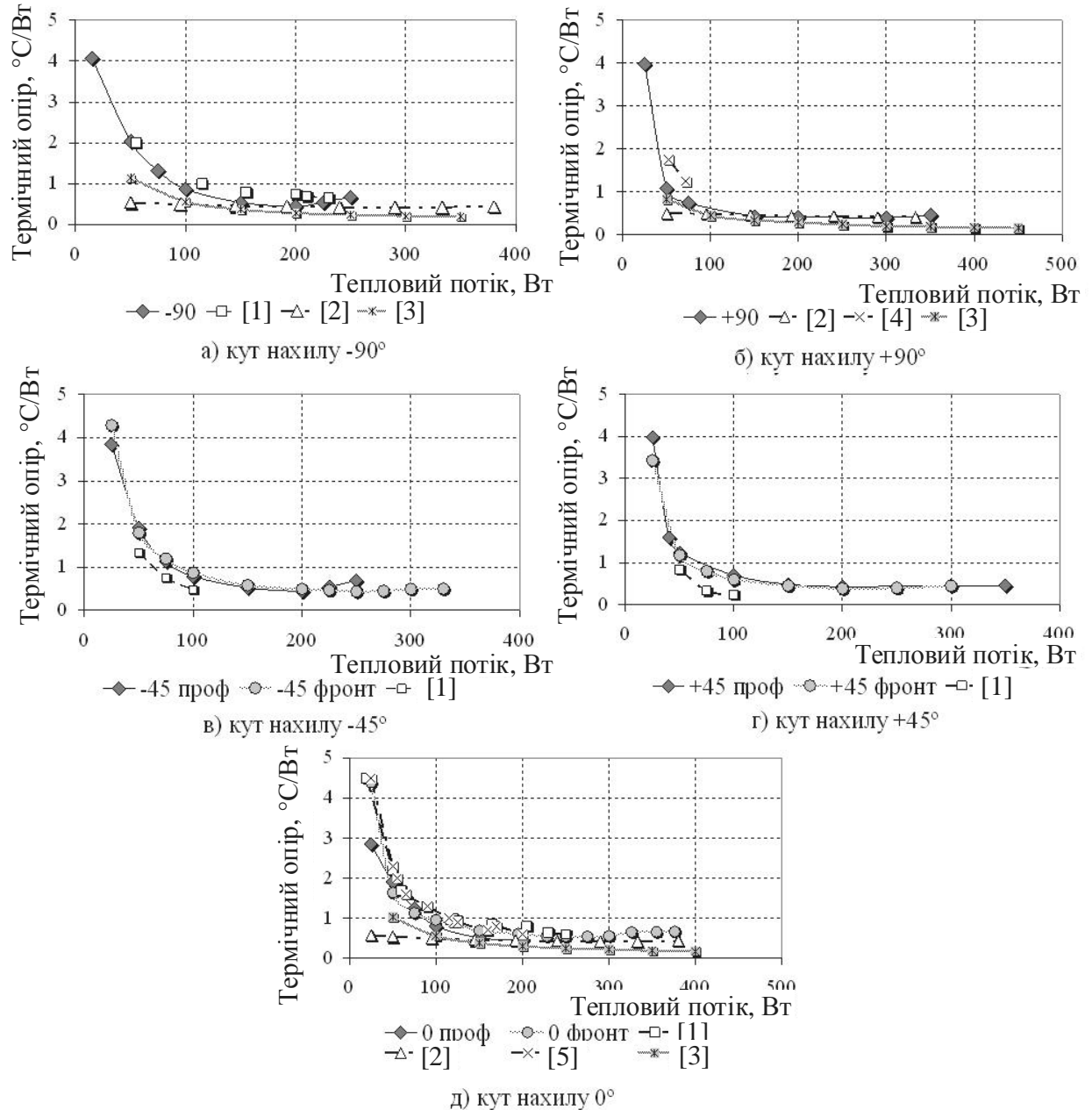


Рис. 7. Порівняння термічного опору в залежності від підведеного теплового потоку для різних варіантів розташування ПТТ з даними інших авторів:

[1] – Кузнєцов І.О., Смірнов Г.Ф.: $d_{BH} = 1\text{ мм}$, 4 петлі, неіржавіюча сталь/вода;
 [2] – Yang H., Khandekar S., Groll M. (2008): $d_{BH} = 1\text{ мм}$, 20 петель, мідь/фреон R123;
 [3] – Yang H., Khandekar S., Groll M. (2004): $\square = 2 \times 2\text{ мм}$, 20 петель, алюміній/етанол;
 [4] – Qu W., Ma T.: $d_{BH} = 1,8\text{ мм}$, 4 петлі, мідь; [5] – Borisov V., Buz. V., Coba A. etc.: $d_{BH} = 1\text{ мм}$, 8 петель, неіржавіюча сталь/вода.

Так, експериментальні значення термічного опору ПТТ дещо завищені відносно даних інших авторів, які отримані для ПТТ або з більшою кількістю петель [2, 3] або з більшим внутрішнім перерізом [3]. Тоді як для майже аналогічної конструкції ПТТ, однак, виконаної з іншого матеріалу, розбіжності термічних опорів практично відсутні [5]. Це вказує на те, що основним фактором, який впливає на термічний опір ПТТ окрім орієнтації в просторі, є геометрія ПТТ. Матеріал стінки ПТТ, швидше за все, відіграє вирішальну роль лише при підводі малих величин теплового потоку, коли переніс тепла здійснюється за рахунок теплопровідності стінки.

Вперше в роботі були обраховані коефіцієнти тепловіддачі в різних зонах ПТТ. Складність визначення коефіцієнтів тепловіддачі в ПТТ полягає в тому, що температури в зонах нагріву та конденсації постійно змінюються внаслідок пульсаційного руху потоку теплоносія, який представляє собою двофазну суміш. Тому при розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі брались усереднені температури по зонах ПТТ. В рамках цієї роботи була досліджена залежність тепловіддачі в ПТТ від підведеного теплового потоку і температури рідини, що охолоджує зону конденсації (витрата була постійною і дорівнювала $G=1,7 \cdot 10^{-3}$ кг/с). Коефіцієнти тепловіддачі в ПТТ становлять непостійну величину і можуть суттєво розрізнятися для різних петель, однак певна сумарна тепловіддача в кожній петлі залишається величиною постійною (рис.8).

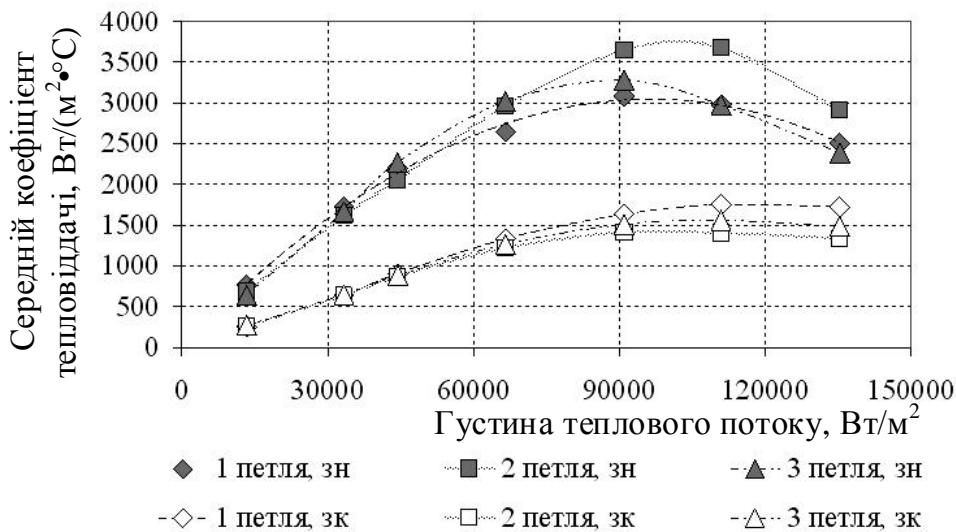


Рис. 8. Залежність середнього коефіцієнту тепловіддачі від густини теплового потоку для різних петель ПТТ: зн – зона нагріву; зк – зона конденсації.

На рис.8 видно, що чим вище значення середнього коефіцієнта тепловіддачі в зоні нагріву петлі, тем менше воно в зоні конденсації. Це пояснюється тим, що величина перепаду температур між зоною нагріву і зоною конденсації, як правило, залишається величиною постійною. Тому визначальним параметром є середній рівень тем-

ператури в зоні транспорту, який залежить від напрямку руху теплоносія. Якщо теплоносій рухається з зони нагріву в зону конденсації, то середній рівень температури в зоні транспорту буде вище, ніж якщо б теплоносій рухався в зворотному напрямку.

Середні коефіцієнти тепловіддачі суттєво відрізняються для різних режимів. Так, для першого режиму роботи, коли теплопередача здійснюється за рахунок теплопровідності стінки, коефіцієнти тепловіддачі для зони нагріву не перевищують 400-450 Вт/(м²·К), а для зони конденсації – 200-250 Вт/(м²·К). В той же час для дру-

теплопередачі, коефіцієнти тепловіддачі в зоні нагріву можуть досягати 3,5-4 кВт/(м²·К), а для зони конденсації – 1,8 кВт/(м²·К) (рис.9).

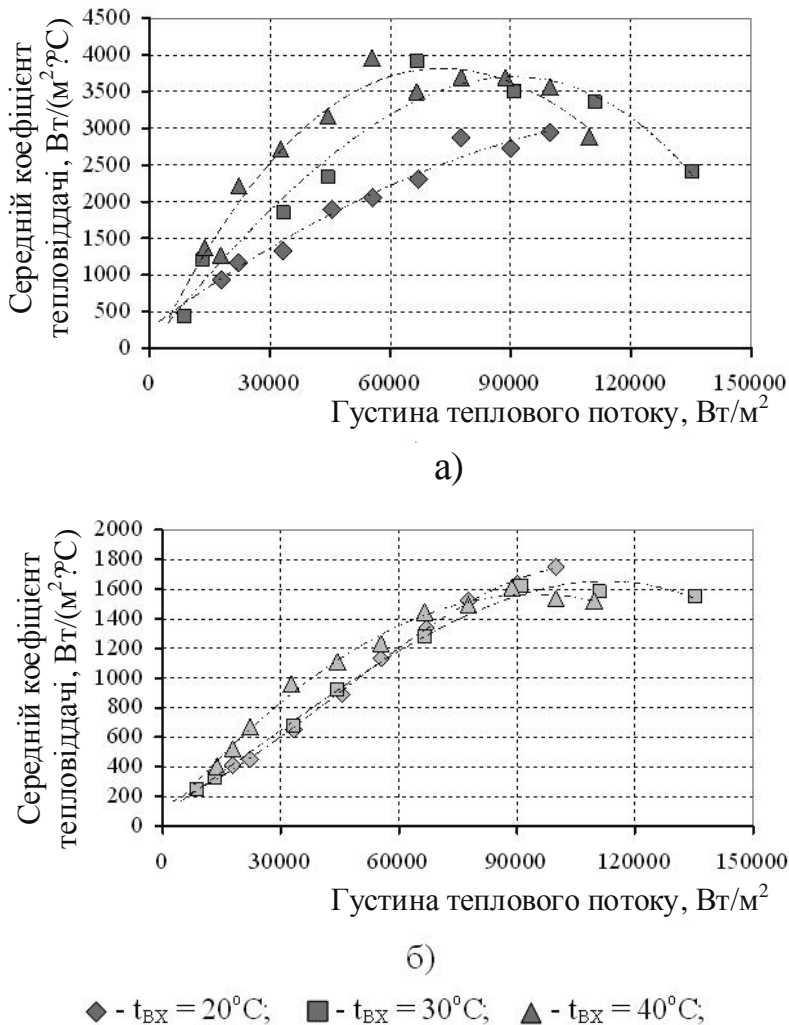


Рис. 9. Залежність середніх коефіцієнтів тепловіддачі від густини теплового потоку, що передається, та температури охолоджувального середовища на вході в конденсатор t_{BX} : а) тепловіддача в зоні нагріву; б) тепловіддача в зоні конденсації.

середовища, тим менша густина теплового потоку, необхідного для настання цього переходу. По графіках також можна судити про те, що максимального значення середні коефіцієнти тепловіддачі досягають в зоні нагріву. Це логічно пояснюється тим, що в зоні нагріву ПТТ перехід від снарядного режиму течії до кільцевого також настає раніше, ніж в зоні конденсації. Можна також припустити, що подальший підвід теплового потоку провокує часткове пересихання тонкої плівки теплоносія біля стінки ПТТ, внаслідок чого спостерігається зменшення значень коефіцієнтів тепловіддачі.

Як видно з графіків на рис.9, коефіцієнти тепловіддачі зростають до якогось певного значення густини теплового потоку, потім настає спад. З фізичної точки зору це можна пов'язати з режимами руху теплоносія всередині ПТТ. Так, найнижчі значення коефіцієнтів тепловіддачі приходяться на конвекційно-кондуктивний режим роботи ПТТ і передачу теплоти за рахунок теплопровідності стінки труби. Подальше зростання свідчить про початок кипіння теплоносія і переходу до пульсаційного режиму теплопередачі. При цьому можна говорити про снарядний режим течії теплоносія, коли парові бульбашки чергуються з рідинними снарядами. Найоптимальнішим з точки зору тепловіддачі є, безумовно, кільцевий режим течії, коли випаровування відбувається через тонку плівку рідини. Максимальні значення середніх коефіцієнтів тепловіддачі характеризують саме перехід від снарядного режиму течії до кільцевого. Причому чим вище температура охолоджувального

В четвертому розділі представлений аналітичний розрахунок величини перехідного теплового потоку $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$, необхідного для початку кипіння теплоносія, який визначає нижню границю ефективної роботи ПТТ.

Розглянута фізична модель початку кипіння, яке відбувається в зоні нагріву ПТТ (рис.10).

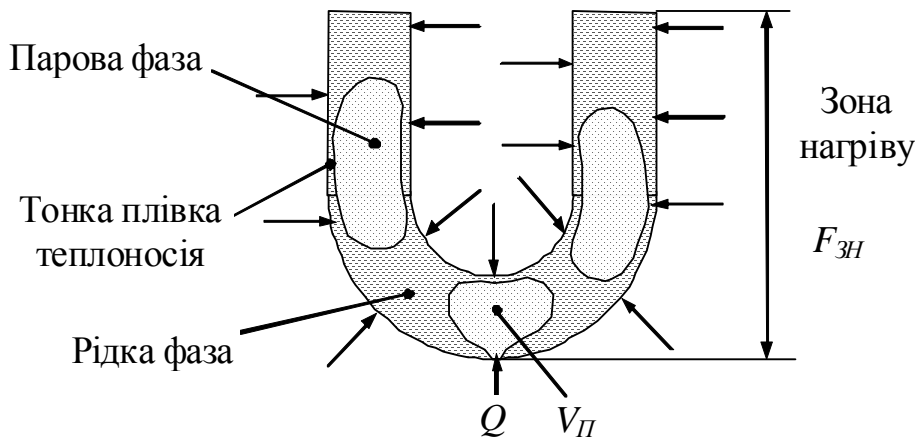


Рис. 10. Фізична модель зародження і росту парової бульбашки в зоні нагріву ПТТ.

витрачається на зародження та ріст парової бульбашки з об'ємом V_{II} , а також на акумуляцію енергії, необхідної для подолання капілярних сил та переміщення бульбашки в зону конденсації.

Для того, щоб скласти математичну модель, приймемо ряд припущень:

1. Пара знаходиться в стані насичення, температура пари в зонах нагріву, транспорту та конденсації залишається постійною.
2. Температура рідини в зонах нагріву, транспорту та конденсації залишається незмінною.
3. Пара і рідина рівномірно розташовані вздовж внутрішнього простору ПТТ.
4. Теплофізичні властивості рідини і пари є постійними величинами і не залежать від температури.

Математична модель базується на рівнянні теплового балансу для бульбашки. Тепловий потік, що підводиться до рідкої фази теплоносія в зоні нагріву, витрачається на зародження та ріст парової бульбашки, а також на акумуляцію енергії, необхідної для подолання капілярних сил та переміщення бульбашки в зону конденсації:

$$Q = Q_{\text{ПБ}} + Q_{\text{ПЕРЕМ}} = c_p \cdot m'' \cdot \Delta T + \Delta F \cdot \frac{dl_{\text{ПЕРЕМ}}}{d\tau_{\text{ПЕРЕМ}}}, \quad (4)$$

де Q – підведений тепловий потік, Вт; $Q_{\text{ПБ}}$ – частина теплового потоку, що витрачається на зародження та ріст парової бульбашки, Вт; $Q_{\text{ПЕРЕМ}}$ – частина теплового потоку, що витрачається на переміщення парової бульбашки з зони нагріву в зону конденсації, Вт; c_p – коефіцієнт теплоємності пари, кДж/(кг·К); m'' – маса парової бульбашки, кг; ΔT – температурний напір між стінкою труби та теплоносієм, К; ΔF – капілярна сила, що сприяє переміщенню бульбашки з зони нагріву в зону

Вважається, що коефіцієнт заповнення ПТТ теплоносієм складає 50% від внутрішнього об'єму, тобто внутрішня площа зони нагріву F_{ZH} порівну зайнята рідкою і паровою фазами. Тепловий потік Q рівномірно підводиться по всій зовнішній площі зони нагріву і

конденсації, Н; $dl_{\text{ПЕРЕМ}}$ - довжина переміщення парової бульбашки, м; $d\tau_{\text{ПЕРЕМ}}$ - час переміщення парової бульбашки, с.

Граничні умови для рівняння (4) наступні. Параметри системи змінюються з «нульових» до таких, що відповідають початку кипіння і переходу від першого режиму роботи ПТТ до другого:

при $\tau = 0, Q = 0$, а отже й $R = 0$,

$$\tau = \tau_{\text{П.К.}}, Q = Q_{\text{ПЕРЕХ}}; R = R_{\text{ВІДР}} = d_{\text{ВІДР}}/2; \Delta T = \Delta T_{\text{П.К.}} = \frac{4 \cdot \sigma \cdot T_s}{r \cdot \rho'' \cdot d_{\text{ТР}}^{\text{ВН}}}, \quad (5)$$

де $\tau_{\text{П.К.}}$ - час початку кипіння, с; $R_{\text{ВІДР}}, d_{\text{ВІДР}}$ - відповідно, радіус і діаметр парової бульбашки в момент відриву, м; $\Delta T_{\text{П.К.}}$ - температурний напір, що відповідає початку кипіння, К; T_s - температура насичення в зоні нагріву, К; σ - коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м; r - прихована теплота пароутворення, кДж/кг; $d_{\text{ТР}}^{\text{ВН}}$ - внутрішній діаметр трубки (який є характерним розміром для даного випадку), м.

В результаті аналізу теплового балансу в зоні нагріву ПТТ була отримана залежність для розрахунку $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$:

$$Q_{\text{ПЕРЕХ}} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot c_p \cdot \rho'' \cdot \Delta T_{\text{П.К.}} \cdot \frac{R_{\text{ВІДР}}^3}{\tau_{\text{П.К.}}} + \Delta p \cdot S_{\text{ПЕР.}} \cdot w_{\text{ПЕРЕМ}}, \quad (6)$$

де ρ'' - густина пари, кг/м³; Δp - рушійний капілярний напір, Па; $S_{\text{ПЕР.}}$ - площа поперечного перерізу ПТТ, м²; $w_{\text{ПЕРЕМ}}$ - швидкість переміщення парової бульбашки з ЗН в ЗК, м/с.

При оцінці величин, що входять в (6) очевидно, що порядок першої складової набагато менше, ніж другої, тому при розрахунках ним можна знехтувати. Отже, спрощено перехідний тепловий потік можна обчислити за формулою:

$$Q_{\text{ПЕРЕХ}} \approx \Delta p \cdot S_{\text{ПЕР.}} \cdot w_{\text{ПЕРЕМ}}. \quad (7)$$

У запропонованій формулі показано, що тепловий потік витрачається, в основному, на подолання капілярних сил і переміщення парової бульбашки із зони нагріву в зону конденсації ПТТ та залежить від рушійного капілярного напору і швидкості руху теплоносія. Рушійний напір, в свою чергу, значним чином залежить від геометрії ПТТ, умов охолодження зони конденсації (як фактора, що впливає на температуру, а, отже, й рівень тиску в цій області), а також ступеню обробки внутрішньої поверхні трубки. Формула для визначення теплового потоку була отримана для замкнених ПТТ, що виготовлені з міді, з водою в якості теплоносія. Розрахункові значення теплового потоку були порівняні з експериментальними даними, результати цього порівняння наведені в таблиці 4.

Отримана формула дає змогу оцінити, яким має бути розмір поперечного перерізу ПТТ та приблизну різницю температур (і тисків) між джерелом і стоком теплоти, щоб спрогнозувати працездатність конкретних конструкцій ПТТ в заданих

умовах функціонування.

Таблиця 4

Порівняння розрахункових та експериментальних значень теплових потоків, що визначають початок кипіння теплоносія в ПТТ, для різних параметрів рідини, яка охолоджує зону конденсації

Витрата рідини, що охолоджує зону конденсації $G \cdot 10^3$, кг/с	Температура охолоджувальної рідини на вході в конденсатор $t_{вх}$, °C	Розрахункове значення теплового потоку, Вт	Експериментальне значення теплового потоку, Вт
1,7	20	35	40
1,7	30	36,5	34
1,7	40	36,6	31
2,6	20	36,6	29
2,6	30	36,7	30
2,6	40	35,8	29
4,3	20	37,6	39
4,3	30	37,8	20

Розрахункові значення перевищують експериментальні в середньому на 21%. Однак таке перевищення не впливає на працездатність формули, оскільки очевидно, що при таких значеннях теплового потоку вже розпочалося кипіння теплоносія. Формула для визначення теплового потоку була отримана для замкнених ПТТ, що виготовлені з міді, з водою в якості теплоносія.

В п'ятому розділі розглянуті конструктивні особливості виготовлення ПТТ та методика їхнього інженерного розрахунку. Також представлені перспективні напрямки розвитку досліджень пульсаційного механізму передачі теплової енергії.

На початку розділу наведений теоретичний розрахунок кількості петель плоских ПТТ, виходячи з того, що довжини зон нагріву та конденсації задані. Формули отримані для ПТТ як замкнутого, так і розімкнутого типу (рис. 11). Так, кількість петель для замкнутих ПТТ можна обчислити за формулою:

$$n_{\text{замкн}} = \frac{l_{\text{заг}} - 2 \cdot l_{\text{патр}} + \frac{\pi d_{\text{сер}} + d_{\text{ст}}}{2}}{l_{\text{вит.}} + 2(d_{\text{ст}} + d_{\text{тр}}^{\text{зовн}})}, \quad (8)$$

а для розімкнутих ПТТ – за формулою:

$$n_{\text{розімкн}} = \frac{l_{\text{заг}} - 2l_{\text{патр}} + \frac{\pi d_{\text{сер}}}{2} - 2 \cdot \left(\frac{d_{\text{ст}}}{2} + d_{\text{тр}}^{\text{зовн}} \right)}{l_{\text{вит.}}}, \quad (9)$$

де $l_{\text{заг}}$ – загальна довжина всієї трубки, м; $l_{\text{патр}}$ – довжина патрубку, через який відкачують повітря і здійснюють заправку готової ПТТ теплоносієм, м; $d_{\text{сер}}$ – середній діаметр вигину трубки, м; $d_{\text{ст}}$ – діаметр стрижня, на котрий навивається ПТТ, внутрішній діаметр згину, м; $d_{\text{тр}}^{\text{зовн}}$ – зовнішній діаметр трубки, м; $l_{\text{вит.}}$ – довжина одного

ВИТКА, М.

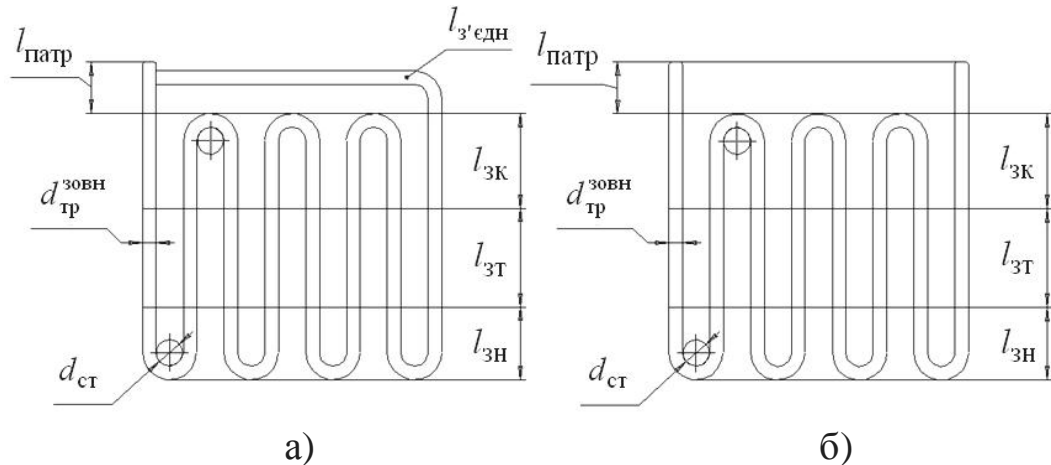


Рис. 11. Схема ПТТ замкнутого і розімкнутого типу з зазначенням характерних розмірів: $l_{\text{зН}}$, $l_{\text{зТ}}$, $l_{\text{зК}}$ - відповідно, довжини зон нагріву, транспорту та конденсації, м; $l_{\text{з'єдн}}$ - довжина трубки, яка замикає ПТТ (для ПТТ замкнутого типу), м;
а) замкнута ПТТ; б) розімкнута ПТТ.

Отримані формули дозволяють розраховувати кількість витків ПТТ, варіювати величини довжин зон нагріву, транспорту и конденсації, з тим, щоб максимально використовувати наявний відрізок капілярної трубки. Крім того, з урахуванням цих формул можуть бути визначені площі поверхонь теплообміну в зонах нагріву та конденсації.

В цьому ж розділі наведений інженерний розрахунок ПТТ. Вихідними даними є температури теплонавантаженого пристрою і охолоджувального середовища, тепловий потік, який слід відвести від пристрою, а також геометричні розміри. В результаті розрахунку можна отримати перепад температур між зонами нагріву та конденсації ПТТ $\Delta t_{\text{ПТТ}}$, та її термічний опір $R_{\text{ПТТ}}$.

Наприкінці розділу представлені нові перспективні конструкції ПТТ та пульсаційного термосифону (рис.12), який працює завдяки пульсаційному механізму переносу теплоти.

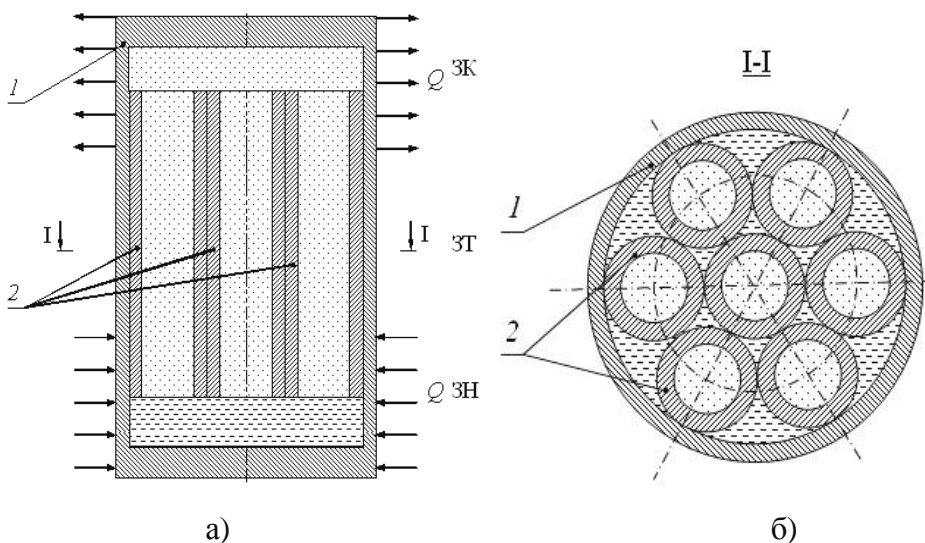


Рис. 12. Схематичне зображення внутрішньої будови пульсаційного термосифону:
1 – корпус пульсаційного термосифона; 2 – капілярні трубки-вставки;
а – поздовжній переріз;
б – поперечний переріз.

Пульсаційний термосифон є різновидом термосифонів зі вставкою, але на відміну від них здатен функціонувати проти сил тяжіння і має спрощений процес виготовлення.

Ще одна сфера застосування ПТТ – охолодження світлодіодів. Так, представлена у розділі конструкція забезпечує температуру світлодіодної плати на 5-6 °С нижче, ніж алюмінієвий радіатор у вигляді ребер.

ВИСНОВКИ

В результаті виконання дисертаційної роботи було вирішено ряд важливих науково-технічних питань, а саме досліджені теплопередаючі характеристики пульсаційних капілярних теплових труб. Проведений аналіз впливу режимних (підведеного теплового потоку, а також витрати та температури рідини, яка охолоджує зону конденсації ПТТ) та експлуатаційних (орієнтації в просторі та наявності зовнішніх механічних вібрацій) параметрів на ефективність роботи ПТТ. Отримана напівемпірична формула для розрахунку величини перехідного теплового потоку, який визначає початок кипіння теплоносія і нижню границю ефективної роботи ПТТ. Також представлена методика конструктивного розрахунку, який дозволяє спроектувати пласку ПТТ замкнутого або розімкнутого типу.

На основі проведених досліджень можна сформулювати наступні наукові та практичні висновки:

1. Роботу ПТТ можна умовно розділити на 2 режими, кожен з яких має свої особливості тепломасопереносу:

- $Q < Q_{\text{ПЕРЕХ}}$, режим конвекційно-кондуктивного теплообміну, при якому теплота передається за рахунок теплопровідності стінки та конвекції теплоносія;

- $Q > Q_{\text{ПЕРЕХ}}$, режим пульсаційної роботи, при якому теплопередача здійснюється за рахунок дії центрів пароутворення.

Перехід від конвекційно-кондуктивного режиму передачі тепла до пульсаційного відбувається при досягненні певного значення перехідного теплового потоку $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$, який є однією з головних характеристик ПТТ і залежить від геометричних, режимних та експлуатаційних параметрів. Наявність пульсацій теплоносія властива лише другому режиму роботи ПТТ. Термічний опір ПТТ при роботі в пульсаційному режимі теплопередачі на порядок менший, ніж при роботі в конвекційному, тому при застосуванні ПТТ для охолодження об'єктів слід орієнтуватися саме на нього.

2. Виявлено, що параметри охолоджувальної рідини значним чином впливають на величину $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$. Наприклад, при збільшенні температури охолоджувальної рідини з 30°C до 40°C (для витрати $G = 1,7 \cdot 10^{-3}$ кг/с) тепловий потік, при якому відбуваються первинні пульсації, зменшується з 20 Вт до 10 Вт із приблизно однаковим значенням $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$.

3. Вперше був досліджений вплив зовнішніх механічних вібрацій на теплопередачу всередині ПТТ. Експериментально визначено, що вібрації незначним чином впливають на температурне поле ПТТ, але дуже сприяють тому, що активація центрів пароутворення відбувається за менших теплових потоків. Збільшення частоти й амплітуди коливань призводить до зменшення $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$. Якщо за звичайних умов

роботи без вібрацій до ПТТ необхідно підвести 45-50 Вт для початку кипіння, то для частоти 10 Гц це значення знижується до 40 Вт, а для частоти 40 Гц – до 20-25 Вт.

4. Встановлено, що при підводі великих пускових навантажень (100 Вт і 200 Вт) практично одразу починається кипіння теплоносія і встановлюється пульсаційний режим теплопередачі. Однак, при підведенні теплового потоку з великим кроком (100 Вт) криза кипіння теплоносія всередині ПТТ настає значно раніше – при 400 Вт, порівняно з поступовим нагрівом малими тепловими потоками (з кроком 10 Вт) – приблизно 460 Вт.

5. Вперше були отримані результати комплексного впливу куту нахилу ПТТ відносно горизонту та фактору її обертання навколо власної вісі (фронтальне і профільне розташування). Так при зменшенні куту нахилу спостерігається явище «затягування» $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$, найбільш помітним це стає при 0° . Також при 0° густина критичного теплового потоку для фронтального розташування майже в 1,5 рази вище, ніж для профільного. Термічний опір ПТТ було порівняно з літературними даними.

6. Вперше в роботі були обраховані середні коефіцієнти тепловіддачі в різних зонах ПТТ. Так, для конвекційно-кондуктивного режиму теплопередачі середні коефіцієнти тепловіддачі для зони нагріву становлять $400\text{--}450 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, а для зони конденсації – $200\text{--}250 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Для пульсаційного режиму передачі тепла в ПТТ середні коефіцієнти тепловіддачі в зоні нагріву можуть досягати $3,5\text{--}4 \text{ кВт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, а в зоні конденсації – $1,8 \text{ кВт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

7. Отримана напівемпірична залежність для визначення $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$, який характеризує початок кипіння теплоносія і визначає нижню границю ефективної роботи ПТТ. Встановлено, що $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$ залежить від рушійного капілярного напору, геометрії ПТТ і швидкості руху теплоносія. Залежність для визначення перехідного теплового потоку була отримана для замкнених ПТТ, що виготовлені з міді, з водою в якості теплоносія. Порівняння розрахункових значень з експериментальними показало, що розрахунки перевищують експериментальні дані в середньому на 21%.

8. Отримані залежності, які дозволяють розраховувати кількість витків ПТТ замкнутого і розімкнутого типів з урахуванням розмірів зон нагріву, транспорту і конденсації, а також геометрії капіляру, з якого виготовляється ПТТ.

9. На основі отриманих результатів наведені перспективні напрямки подальших досліджень і розробки нових конструкцій, принцип роботи яких базується на пульсаційному механізмі передачі тепла.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Наумова А.Н. Технологические аспекты изготовления плоской пульсационной тепловой трубы [Текст] / А.Н. Наумова, В.Ю. Кравец // Збірник наукових праць СНУАЕтаП. – 2009. - №1 (29). – с. 120-127.

Здобувачем отримані формули розрахунку кількості петель плоскої ПТТ в залежності від вихідних даних: розмірів зони нагріву та конденсації, а також геометрії капіляру, з якого планується виготовлення ПТТ.

2. Наумова А.Н. Влияние ориентации в пространстве на теплопередачу в пульсационной тепловой трубе [Текст] / А.Н. Наумова, В.Ю. Кравец // Технология и

конструирование в электронной аппаратуре. – 2010. – № 5-6. – с. 36-39 (включена до бази **Ulrich's Periodicals Directory**).

Здобувачем проведені експериментальні дослідження впливу орієнтації ПТТ в просторі на перехідні характеристики, термічний опір та критичну густину теплового потоку ПТТ. Також здобувачеві належить обробка та аналіз отриманих експериментальних даних та їхнє порівняння з даними, наявними в літературі.

3. Кравец В. Ю. Исследование режимов теплообмена в пульсационной тепловой трубе [Текст] / В. Ю. Кравец, А. Н. Наумова, А.Н. Вовкогон // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2010. – № 1(85). – с. 39-43 (включена до бази **Ulrich's Periodicals Directory**).

Здобувач брав участь у підготовці та проведенні експериментів, а також обробці отриманих результатів. Також здобувачем висунута гіпотеза про розділення роботи ПТТ на два режими передачі тепла.

4. Наумова А.Н. Исследование пусковых характеристик пульсационной тепловой трубы [Текст] / А.Н. Наумова // Энергетика: економіка, технології, екологія. – 2010. – № 2. – с.75-80.

Здобувачем проведені експериментальні дослідження впливу високих теплових навантажень (100 Вт і 200 Вт) на температуру вздовж ПТТ та початок кризи тепловіддачі. Здобувачем також оброблені та проаналізовані отримані експериментальні дані, результати порівняні з даними літературних джерел.

5. Наумова А.Н. Исследование теплоотдачи в пульсационной тепловой трубе [Текст] / А.Н. Наумова, В.Ю. Кравец // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. - №3/10(45). – с. 29-32 (включена до наукометричної бази **Index Copernicus**).

Здобувачем отримані, оброблені та проаналізовані дані щодо впливу параметрів охолоджуючого середовища на коефіцієнти тепловіддачі в зонах нагріву та конденсації ПТТ.

6. Наумова А.Н. Физическое представление и расчет начала кипения в пульсационной тепловой трубе [Текст] / А.Н. Наумова, В.Ю. Кравец, Ю.Е. Николаенко // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2014. – № 2-3. – с. 42-47 (включена до бази **Ulrich's Periodicals Directory**).

Здобувачем розроблена фізична модель процесу початку кипіння в ПТТ, складена і вирішена математична модель переходу від конвективно-кондуктивного режиму передачі тепла до пульсаційного, отримані теоретичні результати порівняні з експериментальними даними.

7. Наумова А.Н. Влияние различных параметров на работу пульсационных тепловых труб [Текст] / А.Н. Наумова, В.Ю. Кравец // Шоста міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів і студентів „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”. Тези доповідей – НТУУ «КПІ», м.Київ, 21-25 квітня 2008 р. – с. 23.

Здобувачем проведений огляд літературних джерел, виявлені і проаналізовані основні фактори, які впливають на теплопередачу в ПТТ.

8. Кравец В.Ю. Влияние режимных параметров на термическое сопротивление пульсационной тепловой трубы [Текст] / В.Ю. Кравец, А.Н. Наумова // Сб. трудов

IX международной научно-практической конференции «СИЕТ-2008», Одесса, 19-23 мая 2008г. – с. 46.

Здобувачем отримані та оброблені експериментальні дані щодо впливу параметрів охолоджувальної рідини та підведеного теплового потоку на теплопередаючі характеристики ПТТ.

9. Наумова А.Н. Влияние параметров охлаждающей жидкости на теплопередачу в пульсационных тепловых трубах [Текст] / А.Н. Наумова, В.Ю. Кравец // Сьома міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів і студентів „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”. Тези доповідей – НТУУ «КПІ», м.Київ, 21-25 квітня 2009 р. – с. 88.

Здобувачем отримані, оброблені та проаналізовані експериментальні дані щодо впливу витрати та температури рідини, призначеної для охолодження зони конденсації, на термічний опір ПТТ.

10. Кравец В.Ю. Исследование термического сопротивления пульсационной тепловой трубы [Текст] / В.Ю. Кравец, А.Н. Наумова, А.Н. Вовкогон // Сб. трудов X международной научно-практической конференции «СИЕТ-2009», Одесса, 18-22 мая 2009г. – с. 46.

Здобувач брав участь у підготовці та проведенні експериментів, а також обробці отриманих результатів.

11. Наумова А.Н. Пускові режими пульсаційних теплових труб [Текст] / А.Н. Наумова, В.Ю. Кравец // Восьма міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів і студентів „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”. Тези доповідей. НТУУ «КПІ», м.Київ, 21-25 квітня 2010 р. – с. 108.

Здобувачем проведені експерименти, отримані та оброблені експериментальні дані щодо впливу високих пускових навантажень на теплопередаючі характеристики ПТТ.

12. Кравец В.Ю. Влияние ориентации в пространстве на теплопередающие характеристики пульсационной тепловой трубы [Текст] / В.Ю. Кравец, А.Н. Наумова // Сб. трудов XI международной научно-практической конференции «СИЕТ-2010», Одесса, 24-28 мая 2010г. – с. 32.

Здобувачем проведені експерименти, отримані та оброблені експериментальні дані щодо впливу просторової орієнтації в ПТТ на її теплопередаючі характеристики. Отримані результати порівняно з даними, наявними в літературних джерелах.

13. Наумова А.Н. Математическая модель для расчета начала кипения в пульсационной тепловой трубе [Текст] / А.Н. Наумова, В.Ю. Кравец // Сб. трудов XV международной научно-практической конференции «СИЕТ-2014», Одесса, 25-29 мая 2014г. – с. 20-21.

Здобувачем розроблені фізична та математична моделі початку кипіння в ПТТ, представлене та розв'язане рівняння теплового балансу системи з урахуванням граничних умов та припущень.

14. Пат. на корисну модель №94136 Україна, МПК F21L 4/00. Світлодіодна лампа-світильник [Текст] / А.М. Наумова, Ю.Є. Ніколаєнко, В.Ю. Кравець, В.М. Сорокін, В.П. Копнін, А.Ф. Серий; власник: Національний технічний університет

України «Київський політехнічний інститут». – № у 2014 06275; заявл.06.06.2014; опубл. 27.10.2014, Бюл. №20. – 6 с.

Здобувачем розроблена конструкція ПТТ, призначеної для охолодження світлодіодної плати лампи-світильника. Також здобувачем частково складений текст заявки.

АНОТАЦІЯ

Наумова А.М. Теплопередаючі характеристики пульсаційних капілярних теплових труб, призначених для малогабаритних систем охолодження. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», Київ, 2016.

Дисертація присвячена дослідженню теплопередаючих характеристик пульсаційних капілярних теплових труб (ПТТ) в залежності від режимних та експлуатаційних параметрів.

Дослідження проводились зі скляною та мідною ПТТ з внутрішнім діаметром, відповідно, 3,8мм та 1мм; кількість петель 4 та 7. Теплоносієм слугувала вода з коефіцієнтом заповнення приблизно 50% від внутрішнього об'єму. Охолодження скляної ПТТ відбувалося за рахунок вільної конвекції повітря, мідної – за рахунок вимушеної конвекції рідини з різними значеннями температури та витрати. Кут нахилу мідної ПТТ до горизонту змінювався від -90° до $+90^\circ$ з кроком 45° .

Робота ПТТ умовно розділена на два режими передачі тепла: конвективно-кондуктивний, що відповідає малим значенням підведеної теплової потужності, та пульсаційний, що відповідає середнім та високим значенням підведеної теплової потужності та початку кипіння теплоносія. Величину теплового потоку, за якої відбувається перехід від одного режиму передачі тепла до другого, названо перехідним $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$.

В результаті досліджень виявлено вплив режимних (підведений тепловий потік, витрата та температура охолоджувальної рідини) і експлуатаційних (орієнтації в просторі, зовнішні механічні вібрації) на температурний режим, термічний опір та коефіцієнти тепловіддачі ПТТ.

Отримана напівемпірична залежність для приблизного розрахунку $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$. Отримані формули для обчислення кількості петель замкнутої та розімкнутої ПТТ в залежності від геометрії капілярної трубки, довжин зон нагріву та конденсації.

На базі пульсаційного механізму теплопередачі розроблені новітні пристрої. Порівняння роботи ПТТ з іншими радіаторами показало, що пульсаційні теплові труби найбільш ефективні при необхідності відведення високих теплових потоків (більш ніж 6 Вт/см^2).

Ключові слова: пульсацій на теплова труба, термічний опір, теплопередаючі характеристики, перехідний тепловий потік, коефіцієнт тепловіддачі.

АННОТАЦИЯ

Наумова А.Н. Теплопередающие характеристики пульсационных капиллярных тепловых труб, предназначенных для малогабаритных систем охлаждения. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.06 – Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. – Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Киев, 2016.

Диссертация посвящена исследованию теплопередающих характеристик пульсационных капиллярных тепловых труб (ПТТ) в зависимости от режимных и эксплуатационных параметров.

Исследования проводились со стеклянной и медной ПТТ с внутренним диаметром, соответственно, 3,8 мм и 1 мм; количество петель 4 и 7. Теплоносителем служила вода с коэффициентом заполнения примерно 50% от внутреннего объема. Охлаждение стеклянной ПТТ осуществлялось за счет свободной конвекции воздуха, медной – за счет принудительной конвекции жидкости с разными значениями температуры и расхода. Угол наклона медной ПТТ к горизонту изменялся от -90° до $+90^\circ$ с шагом 45° .

Работа ПТТ условно разделена на два режима передачи тепла: конвективно-кондуктивный, соответствующий малым значениям подведенной тепловой мощности, и пульсационный, соответствующий средним и высоким значениям подведенной тепловой мощности и началу кипения теплоносителя. Величина теплового потока, при котором происходит переход от одного режима передачи тепла к другому, называется переходным $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$.

В результате экспериментальных исследований представлены зависимости температур в зонах нагрева (ЗН), транспорта (ЗТ) и конденсации (ЗК) ПТТ от времени и подведенного теплового потока. Показано влияние параметров охлаждающей жидкости – расхода и температуры – на величину $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$. Для медной ПТТ стабильный пульсационный режим теплопередачи устанавливается при 30-50 Вт в зависимости от параметров эксперимента. Величина термического сопротивления ПТТ различается только в области конвективно-кондуктивного режима теплопередачи и достигает значений 4-5 $^\circ\text{C}/\text{Вт}$, после начала кипения эта цифра снижается на порядок и составляет примерно 0,3-0,6 $^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

Влияние режима теплопередачи сказывается и на величину средних коэффициентов теплоотдачи в ЗН и ЗК ПТТ. Если для конвективно-кондуктивного режима теплопередачи средние коэффициенты теплоотдачи для ЗН составляют 400-450 $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$, а для ЗК – 200-250 $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$, то для пульсационного режима передачи тепла в ПТТ средние коэффициенты теплоотдачи в ЗН достигают 3,5-4 $\text{кВт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$, а в ЗК – 1,8 $\text{кВт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$, т.е. почти в 9 раз больше.

Впервые исследована зависимость теплопередающих характеристик ПТТ от внешних механических колебаний. Эксперименты показали, что вибрации практически не оказывают влияния на величину термического сопротивления, однако способствуют тому, что $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$ наступает при меньших значениях подведенной мощно-

сти. Например, если без вибраций $Q_{\text{ПЕРЕХ}} = 45\text{--}50$ Вт, то для частоты 10 Гц это значение снижается до 40 Вт, а для частоты порядка 40 Гц – до 20-25 Вт.

Приведена физическая модель процессов, возникающих в ЗН в момент начала кипения теплоносителя. На основе теплового баланса построена математическая модель, учитывающая зарождение, рост и дальнейший отрыв парового пузырька в ЗН. В результате решения математической модели получена упрощенная полуэмпирическая формула для расчета $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$. Расчетные значения величины $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$ превышают экспериментальные данные в среднем на 21%, что не уменьшает работоспособности формулы.

В работе представлен конструктивный расчет количества петель ПТТ при её изготовлении в зависимости от геометрии капиллярной трубки, а также длин ЗН и ЗК. Приведена методика инженерного расчета ПТТ. Зная максимальную температуру и геометрические параметры теплонагруженного элемента, а также отводимую мощность и условия охлаждения, можно рассчитать среднюю температуру и термическое сопротивление ПТТ.

На основе пульсационного механизма передачи тепла разработаны новые конструкции теплопередающих устройств: пульсационный термосифон и радиатор с ПТТ.

Ключевые слова: пульсационная тепловая труба, термическое сопротивление, теплопередающие характеристики, переходной тепловой поток, коэффициент теплоотдачи.

ANNOTATION

Naumova A.M. Heat transfer characteristics of pulsating heat pipes intended for compact cooling systems. – The manuscript.

Dissertation for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.14.06 – Technical thermal physics and industrial heat-power engineering. – National technical university of Ukraine “Kiev polytechnic institute”, Kiev, 2016.

The dissertation is dedicated to the heat transfer characteristics of pulsating capillary heat pipes (PHP) depending on the regime and operational parameters.

The experiments were conducted with glass and copper PHP with the internal diameter, respectively, 3,8mm and 1mm; number of turns 4 and 7. The water was used as a heat carrier; the filling ratio was approximately 50% of the internal volume. Cooling of the glass PHP was carried out by free air convection, and cooling of the copper one was carried out by forced convection of the liquid with different values of temperature and flow rate. The inclination angle of the copper PHP varied from -90° to $+90^\circ$ in increments of 45° .

The PHP operation can be conditionally divided into two modes of heat transfer that are: convection-conductive mode that corresponds to small values of input heat power and pulsation mode that corresponds to middle and high of input heat power and to the heat carrier boiling. The heat flux called transient takes place at the transition from one mode of heat transfer to another.

As a result of experimental studies the temperature of the PHP heating, transport, and condensation areas as well as thermal resistance and heat transfer coefficients are

presented depending on the input heat flux and parameters of the cooling fluid. The dependence of the PHP heat transfer characteristics on external mechanical vibrations and PHP orientation in space was researched.

The simplified semi-empirical formula for transient heat flux calculating is obtained. Given dissertation also presents a constructional calculation of the PHP number of loops when manufactured depending on the geometry of the capillary tube, and the lengths of the heater and the condenser.

On the basis of the pulsation heat transfer mechanism some new heat transfer devices were designed, such as pulsating thermosyphon radiator with PHP. Comparing of the PHP with other cooling systems has shown that it is most effective for rejection of the heat fluxes over 6 W/cm^2 .

Key words: pulsating heat pipe, thermal resistance, heat transfer characteristics, transient heat flux, heat transfer coefficient.